

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vyšetření charakteristiky čerpadla za různých provozních
podmínek

Investigation of Pump Characteristic Curve Under Various
Operational Conditions

Student:

Jaromír Kopčák

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Sylva Drábková Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student:

Jaromír Kopčák

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Vyšetření charakteristiky čerpadla za různých provozních podmínek
Investigation of Pump Characteristic Curve Under Various Operational
Conditions

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte popis čerpacího systému a jeho parametry
2. Popište princip činnosti hydrodynamického čerpadla
3. Zpracujte schéma a popis měřicího zařízení
4. Vyšetřete různé provozní stavy na modelu čerpacího systému: práce čerpadla při různých otáčkách, škrcení na sání, sériová a paralelní spolupráce dvou stejných čerpadel
5. Porovnejte získané výsledky s teoretickými předpoklady

Seznam doporučené odborné literatury:

STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadla*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.

BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992. 745 s.

BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.

Light my Pump [online]. Datum poslední revize 20.4.2009 [cit. 2009-04-26]. Dostupné z:
http://www.lightmypump.com/pump_glossary.htm

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



Kozub

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jaromír Kopčák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lhotka 1, Lhotka, 73947, ČR

Anotace

Kopčák, J. *Vyšetření charakteristiky čerpadla za různých provozních podmínek*: bakalářská práce. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní. VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. 41 s. Vedoucí práce: Drábková S.

V teoretické části mé bakalářské práce je popsána činnost hydrodynamického čerpadla, popis čerpacího systému a jeho parametrů. V další části práce je zpracován popis a schéma měřicího zařízení, na kterém bylo následně provedeno měření charakteristiky čerpadla za různých provozních podmínek v laboratoři čerpací techniky. V závěru byly naměřené hodnoty porovnány s teoretickými předpoklady.

Abstract

Kopčák, J. *Investigation of Pump Characteristic Curve Under Various Operational Conditions*: Bachelor Thesis. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering. VŠB – Technical University of Ostrava. 2011. 41 p. Thesis head: Drábková S.

The theoretical part of bachelor thesis describes the function of the hydrodynamic pump, pumping system and its parameters. In the second part the description and scheme of measuring equipment is presented, on which subsequently the measurement was carried out. Characteristics curve of the pump under various operating conditions was measured in a laboratory of technology. In conclusion, the measured values were compared with theoretical expectations.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

c	absolutní rychlost	$[m*s^{-1}]$
c_m	meridiánová rychlost	$[m*s^{-1}]$
c_u	hybná složka absolutní rychlosti	$[m*s^{-1}]$
d_s	průměr sacího vedení	$[m]$
d_v	průměr výtlačného vedení	$[m]$
g	tíhové zrychlení $g=9,81 [m*s^{-2}]$	$[m*s^{-2}]$
η	účinnost	$[%]$
h_g	geodetická výška	$[m]$
η_h	hydraulická účinnost	$[%]$
η_m	mechanická účinnost	$[%]$
η_o	objemová účinnost	$[%]$
h_s, H_s	sací výška	$[m]$
h_v, H_v	výtlačná výška	$[m]$
k	průtoková konstanta	$[-]$
n	otáčky čerpadla	$[s^{-1}]$
P	příkon čerpadla	$[W]$
P_h	hydraulický výkon	$[W]$
p_{sn}	tlak v sací nádrži	$[Pa]$
p_{vn}	tlak ve výtlačné nádrži	$[Pa]$
Q_m	hmotnostní průtok	$[kg*s^{-1}]$
Q_v	objemový průtok	$[m^3*s^{-1}]$
ρ	hustota	$[m^3*kg^{-1}]$
u	unášivá rychlost	$[m*s^{-1}]$
v_s	rychlost v sacím potrubí	$[m*s^{-1}]$
v_v	rychlost ve výtlačném potrubí	$[m*s^{-1}]$
Y	měrná energie	$[J*kg^{-1}]$
$Y_{\check{c}}$	měrná energie čerpadla	$[J*kg^{-1}]$

Obsah

ÚVOD.....	2
1. POPIS ČERPACÍHO SYSTÉMU A JEHO PARAMETRY	3
1. 1. Čerpací systém	3
1. 2. Parametry čerpacího systému.....	4
1.2.1. Charakteristika čerpadla	6
1.2.2. Charakteristika potrubí	7
2. PRINCIP ČINNOSTI HYDRODYNAMICKÉHO ČERPADLA.....	9
3. POPIS A SCHÉMA MĚŘÍCÍHO ZAŘÍZENÍ.....	11
3.1. Postup měření.....	14
4. MĚŘENÍ NA MODELU ČERPACÍHO SYSTÉMU	16
4.1. Měření jednoho čerpadla pro různé otáčky.....	16
4.2. Sériové zapojení čerpadel	24
4.3. Paralelní zapojení čerpadel	28
5. ZÁVĚR	32
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	33
SEZNAM OBRÁZKŮ	34
SEZNAM TABULEK	35

ÚVOD

V této bakalářské práci se věnuji vyšetření charakteristiky čerpadla. Základní charakteristiku čerpadla můžeme popsat jako závislost měrné energie na průtoku, případně dopravní výšky na průtoku. Tuto charakteristiku zjišťujeme měřením ve zkušebně (laboratoři) při konstantních otáčkách čerpadla. Tato závislost má velký význam, jelikož podle ní dokážeme posoudit, zda dané čerpadlo vyhovuje daným požadavkům čerpacího systému.

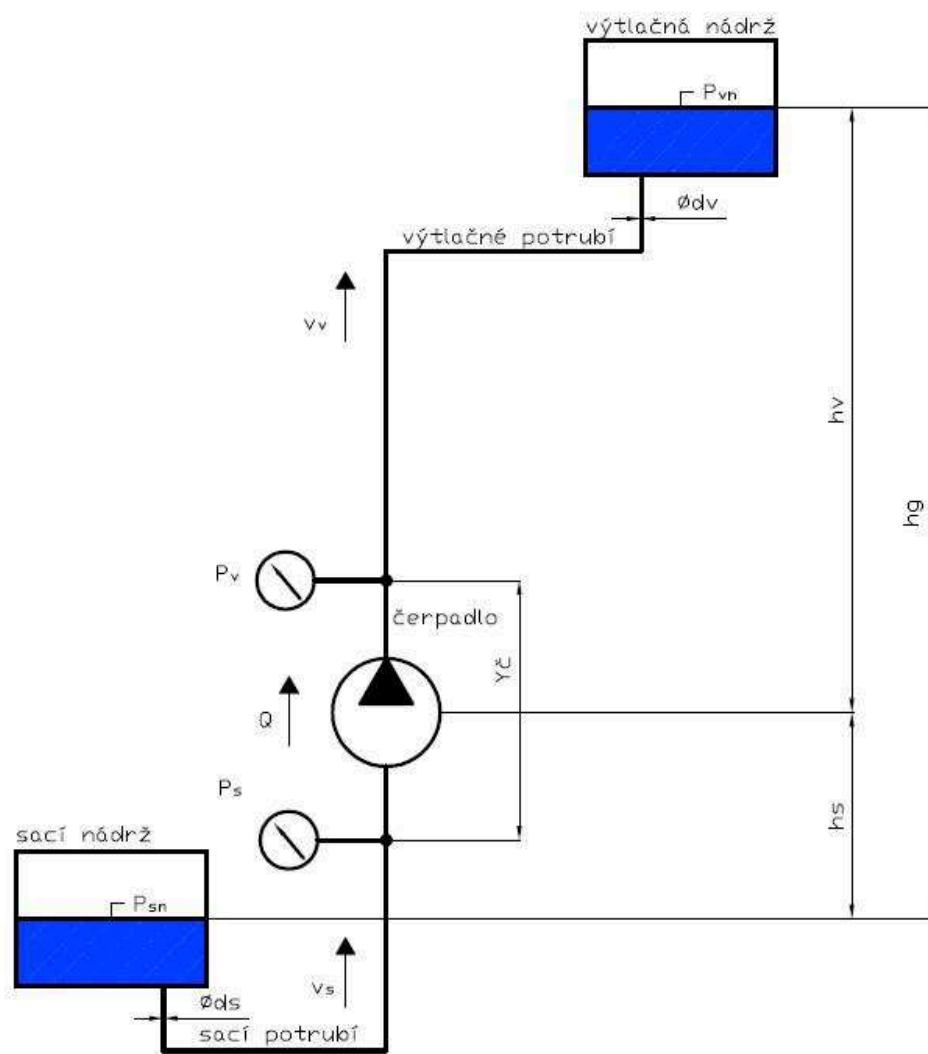
Cílem práce je vyšetření charakteristiky čerpadla za různých provozních podmínek, kdy čerpadlo bylo měřeno pro různé otáčky, škrcení na sání, paralelní a sériovou spolupráci dvou čerpadel. Z těchto hodnot byly vytvořeny charakteristiky čerpadla, určen pracovní bod systému a změna sací výšky při škrcení na sání při změně otáček. Naměřené hodnoty byly porovnány s teoretickými předpoklady.

První část práce obsahuje teoretickou část věnovanou popisu čerpacího systému a jeho parametrům, dále je popsána činnost hydrodynamického čerpadla a popis kinematických poměrů na oběžném kole čerpadla. Tato část obsahuje i popis měřicího zařízení, na kterém bylo provedeno laboratorní měření. Druhá část práce je věnována samostatnému měření, jeho zpracování a vyhodnocení.

1. POPIS ČERPACÍHO SYSTÉMU A JEHO PARAMETRY

1. 1. Čerpací systém

Čerpací systém se skládá z několika základních částí. Energeticky aktivní složkou je čerpadlo, které předává dopravované kapalině potřebnou energii k překonání hydraulických odporů při proudění reálné kapaliny v potrubí. Pasivní složkou systému je potrubní řád, v němž dochází ke spotřebovávání energie přivedené čerpadlem do systému. Při ustálené dopravě kapaliny je aktivní i pasivní část systému v energetické rovnováze tj. hlavní parametry průtoku Q a měrná energie Y jsou pro potrubní řád a čerpadlo stejné. Hlavní parametry jsou ve vzájemné vazbě, která se nazývá charakteristikou. Mezi další podstatné části patří sací a výtlačné nádrže, které tvoří hranice čerpacího systému. [3]



Obr. 1. 1 obecné schéma čerpacího systému

Základní parametry čerpacího systému znázorněné na Obr. 1. 1:

p_{sn}	Tlak v sací nádrži
p_{vn}	Tlak ve výtlačné nádrži
p_s	Tlak měřený na sací přírubě čerpadla
p_v	Tlak měřený na výtlačné přírubě čerpadla
v_s	Rychlost čerpané kapaliny v sacím potrubí
v_v	Rychlost čerpané kapaliny ve výtlačném potrubí
Q	Průtok čerpané kapaliny systémem
h_s	Sací výška
h_v	Výtlačná výška
h_g	Geodetická výška
Y_ζ	Skutečná měrná energie čerpadla
d_s	Průměr sacího vedení
d_v	Průměr výtlačného vedení

1. 2. Parametry čerpacího systému

Za základní hydraulické parametry čerpacího systému považujeme průtok Q a měrnou energii Y a příkon čerpadla P . Dalším důležitým odvozeným parametrem je účinnost η . [3]

Průtok Q :

Průtok Q je definován jako objem, případně hmotnost jedná-li se o hmotnostní průtok, který čerpadlo dopraví do výtlačného hrdla na výstupu z čerpadla za jednotku času.

Průtok můžeme definovat dvěma způsoby:

1. Hmotnostní průtok Q_m [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] – tento průtok není závislý na termodynamickém stavu čerpané kapaliny
2. Objemový průtok Q_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] – na rozdíl od hmotnostního průtoku je tento závislý na termodynamickém stavu čerpané kapaliny

Mezi těmito průtoky je vzájemný vztah prostřednictvím hustoty kapaliny ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]:

$$Q_m = \rho * Q_v [\text{kg} * \text{s}^{-1}] \text{ nebo } Q_v = \frac{Q_m}{\rho} [\text{m}^3 * \text{s}^{-1}] \quad (1.1)$$

Největší význam z hlediska provozu čerpadla při jeho maximální účinnosti má jmenovitý průtok Q_n , který je základním výpočtovým parametrem čerpadla vázaný na dané otáčky čerpadla n_n a vlastnosti čerpané kapaliny jako je hustota ρ a viskozita μ . [1]

Průtok čerpadlem může být v čase konstantní nebo proměnný. V čase konstantní je při ustáleném provozu a volí se jako ekonomicky optimální z hlediska výrobního zařízení. V čase proměnný je průtok při potřebě kolísavého množství kapaliny, k jeho změně je nutno provést opatření v čerpacím systému buď na čerpadle, nebo v potrubním řádu případně kombinací obojího. [1]

Měrná energie Y :

V čerpacím systému můžeme rozlišit měrnou energii čerpadla Y_c a měrnou energii potrubí Y_p . Jsou to důležité parametry čerpacího systému. Tyto energie jsou nejčastěji definovány jako funkce objemového průtoku Q_v . [3]

$$Y = f(Q_v) [J * kg^{-1}] \quad (1.2)$$

Pokud tuto rovnici 1.2 aplikujeme na čerpadlo, vyjádříme tím množství předané energie čerpadlem kapalině $Y_c = f(Q_v)$. Po aplikaci na potrubí dostáváme množství energie, která je spotřebována v potrubí při daném průtoku $Y_p = f(Q_v)$. Pokud dojde k rovnosti a měrná energie čerpadla je rovna měrné energii potrubí, je daný čerpací systém v rovnováze a průtok je v čase konstantní. Při nerovnosti kdy Y_c je větší případně menší než Y_p systém nebude v rovnováze a kapalina bude zpomalovat ($Y_c < Y_p$) nebo zrychlovat ($Y_c > Y_p$) až do dosažení rovnovážného stavu. [3]

Obecně je měrná energie v čerpací technice definovaná vztahem:

$$Y = g * h [J * kg^{-1}] \quad (1.3)$$

h – může představovat dopravní výšku čerpadla [m] a g odpovídá gravitačnímu zrychlení [$m*s^{-2}$].

Příkon čerpadla P :

Je to důležitý parametr při dimenzování pohonu čerpadla, pro jeho výpočet je nutné znát hydraulický výkon, který vypočteme ze vztahu:

$$P_h = \rho * Q_v * Y [W] \quad (1.4)$$

Dále je nutné znát celkovou účinnost systému, kterou dopočteme ze vztahu:

$$\eta = \eta_m * \eta_o * \eta_h [\%] \quad (1.5)$$

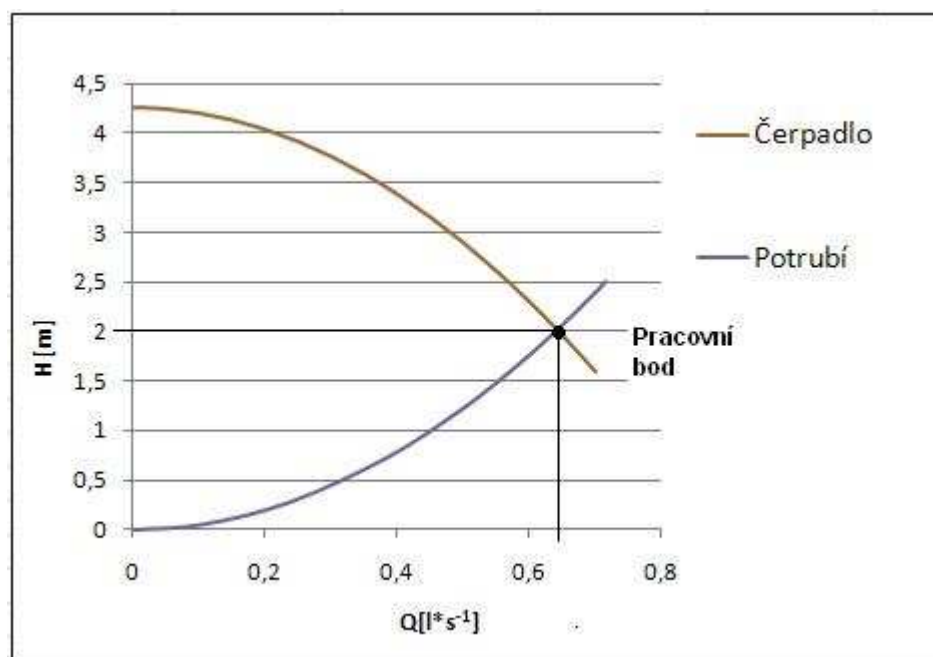
kdy η_m je mechanická účinnost, η_o objemová účinnost, η_h hydraulická účinnost.

Příkon čerpacího systému následně dopočteme pomocí vztahu:

$$P = \frac{P_h}{\eta} [W] \quad (1.6)$$

1.2.1. Charakteristika čerpadla

Je to závislost skutečné měrné energie Y na průtoku Q k této základní charakteristice se připojují křivky výkonu P - Q , účinnosti η - Q , a měrné energie pro potrubí Y_p - Q viz Obr. 1.2 Charakteristiku čerpadla neurčíme přímo, protože složité proudění v oběžném kole a difuzoru a především hydraulické ztráty z geometrických charakteristik a provozních podmínek čerpadla nelze matematicky kvalitativně přesně popsat. Rozbor hydraulických ztrát lze však provést kvalitativně. [2]



Obr. 1. 2 charakteristika čerpadla, potrubí.

1.2.2. Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí udává souvislost hlavních parametrů Q a Y z hlediska potrubního řádu. Pro odvození charakteristiky čerpadla je třeba určit energetickou bilanci čerpadla, kterou můžeme popsat následující rovnicí: [3]

$$Y_{sn} + Y_p = Y_{vn} [J * kg^{-1}] \quad (1.7)$$

Kde Y_{sn} představuje měrnou energii v sací nádrži, Y_p spotřebovanou měrnou energii na dopravu kapaliny potrubím a Y_{vn} měrnou energii ve výtlačné nádrži. Při rozepsání rovnice 1.7 pomocí Bernoulliho rovnice pro skutečnou kapalinu dostaneme vztah:[3]

$$\frac{p_{sn}}{\rho} + Y_p = \frac{p_{vn}}{\rho} + g * (h_s + h_v) + g * (h_{zs} + h_{zv}) [J * kg^{-1}] \quad (1.8)$$

Kdy p_{sn} je tlak v sací nádrži, p_{vn} tlak ve výtlačné nádrži, ρ hustota kapaliny, h_s sací výška, h_v výtlačná výška, h_{zv} ztrátová výtlačná výška, h_{zs} ztrátová sací výška a g gravitační zrychlení. [3]

Úpravou této rovnice získáme vztah:

$$Y_p = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g * (h_s + h_v) + g * (h_{zs} + h_{zv}) [J * kg^{-1}] \quad (1.9)$$

První dva členy rovnice 1.9 jsou na průtoku nezávislé a představují statickou složku měrné energie Y_{st} :

$$Y_{st} = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g * (h_s + h_v) = f(Q_v) [J * kg^{-1}] \quad (1.10)$$

Poslední člen rovnice 1.9 představuje měrnou ztrátovou energii Y_z , která je na průtoku závislá, můžeme jí označit za dynamickou složku měrné energie:

$$Y_z = g * (h_{zs} + h_{zv}) = f(Q_v^a) [J * kg^{-1}] \quad (1.11)$$

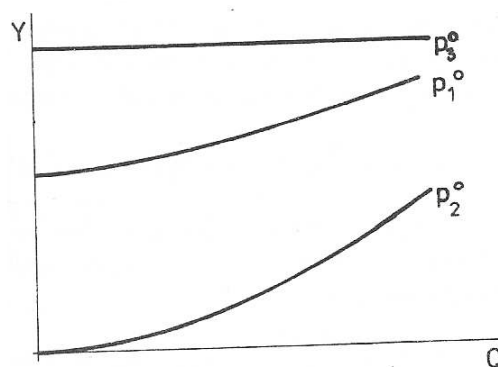
Velikost exponentu a udává charakter proudění kapaliny a ovlivňuje strmost charakteristiky potrubí. Exponent a může nabývat těchto hodnot:

$a = 1$	Laminární proudění
$a = \frac{7}{4}$	Hydraulicky hladká potrubí
$a = \frac{7}{4} \div 2$	Přechodová oblast turbulentního proudění
$a = 2$	Vinuté turbulentní proudění

Většina případů čerpací techniky je v oblasti turbulentního proudění. Pak je charakteristika potrubí kvadratická parabola:[3]

$$Y_p = Y_{st} + k * Q_v^2 [J * kg^{-1}] \quad (1.12)$$

Kde k je průtoková konstanta zahrnující rozměrové a ztrátové součinitele potrubního řádu jako je délka potrubí a jeho průměr, součinitel tření v potrubí nebo součinitel místních ztrát.



Obr. 1. 3 Typické charakteristiky potrubí [1]

Na obrázku 1.3 jsou znázorněny typické charakteristiky potrubí kdy charakteristika p_1° se vztahuje k nejčastějšímu případu, kdy $Y_{st} > 0$ s přiměřenými hydraulickými ztrátami. Charakteristika p_2° platí pro $Y_{st}=0$, např. obtoková větev potrubního řádu. Charakteristika p_3° platí pro systém se zanedbatelnými hydraulickými ztrátami, u něhož převažuje složka Y_{st} . [1]

2. PRINCIP ČINNOSTI HYDRODYNAMICKÉHO ČERPADLA

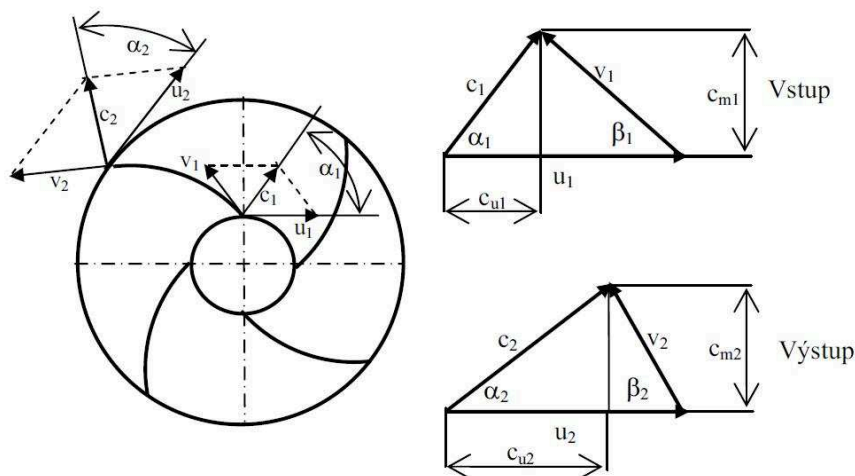
U těchto čerpadel dochází k přeměně mechanické energie na hydraulickou nepřímo a to přes změnu kinetické energie kapaliny. Charakteristickým prvkem průtokové části oběžného kola jsou kanály tvarované jako difuzory. Při průtoku kapaliny těmito pohyblivými se kanály dochází ke změně energie kapaliny, ke které dochází vlivem sil působících od pohybu kanálu. U hydrodynamických (odstředivých) čerpadel se jedná o odstředivou sílu zapříčiněnou rovnoměrnou rotací těchto kanálů. Práce vykonána touto silou při proudění kapaliny má vliv na její energii. Proudění v těchto kanálech můžeme popsat rozšířenou Bernoulliho rovnicí [1], [2]

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g * h_1 - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g * h_2 - \frac{u_2^2}{2} + g * h_z \quad [J * kg^{-1}] \quad (2.1)$$

Kde p je tlak, ρ hustota kapaliny, v relativní rychlost, u znázorňuje unášivou rychlost a h_z je ztrátová výška při průtoku oběžným kolem. Index 1 platí pro sání a index 2 pro výtlak. Vektorovým součtem relativní rychlosti v a unášivé rychlosti u je absolutní rychlost c podle vztahu:[1]

$$\vec{c} = \vec{v} + \vec{u} \quad (2.2)$$

Kinematické poměry v oběžném kole lze znázornit pomocí rychlostních trojúhelníků. Rychlostní trojúhelník kreslíme obvykle tak, že základnu tvoří obvodová rychlost u . Rychlost absolutní c případně rychlost relativní v svírají s unášivou rychlostí za normálních podmínek ostré úhly α a β viz. Obr. 2.1 [1]



Obr.2. 1 kinematické poměry na oběžném kole, rychlostní trojúhelník. [3]

Popis kinematických poměrů na oběžném kole:

\vec{c} - Absolutní rychlost kapaliny vůči vnějšímu pozorovateli, je vztažena na pevný souřadný systém spojený se statorem čerpadla.

\vec{v} – Relativní rychlost kapaliny vzhledem k lopatkám a diskům oběžného kola, vztažená na souřadný systém, který rotuje spolu s oběžným kolem

\vec{u} - unášivá rychlost je obvodová rychlost oběžného kola

Doplňující složky absolutní rychlosti jsou:

\vec{c}_m - meridiánová rychlost ($\vec{c}_m = c * \sin\alpha$)

\vec{c}_u – hybná složka absolutní rychlosti.

Užitím kosinové věty lze vyjádřit:

$$\begin{aligned}v_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1 \\v_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2\cos\alpha_2\end{aligned}\tag{2.3}$$

Meridiánová rychlost má význam pro definici průtoku oběžným kolem, hybná složka absolutní rychlosti má význam pro definici hybnosti. Teoretická měrná energie, kterou čerpadlo předá kapalině je dána Eulerovou čerpadlovou rovnicí. Eulerova čerpadlová rovnice udává teoretickou měrnou energii hydrodynamického čerpadla na základě kinematických poměrů v oběžném kole: [2]

$$Y_t = u_2 * c_2 * \cos\alpha_2 - u_1 * c_1 * \cos\alpha_1 = u_2 * c_{u2} - u_1 * c_{u1}\tag{2.4}$$

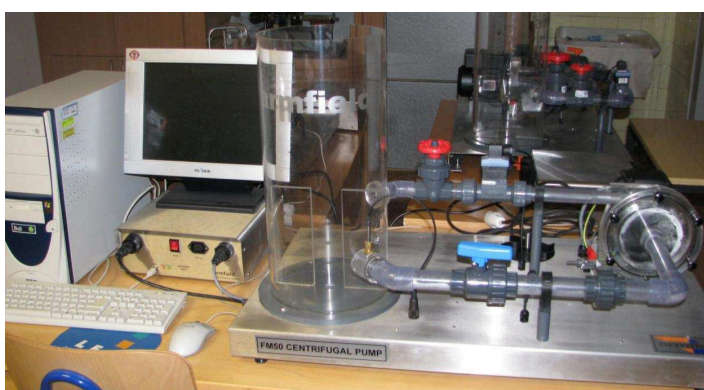
Je definována pro nevazkou kapalinu a nekonečný počet nekonečně tenkých lopatek, tj. dokonalé vedení kapaliny v oběžném kole. Skutečná měrná energie dodaná čerpadlem kapalině bude ve skutečnosti menší.

3. POPIS A SCHÉMA MĚŘÍCÍHO ZAŘÍZENÍ

K měření bakalářské práce bylo použito zařízení firmy Armfield, přesněji se jedná o zařízení Armfield FM51Series and Parallel Pumps (dále jen FM51) a Armfield FM50 Centrifugal Pumps (dále jen FM50).



Obr. 3. 1 Armfield FM51 Series and Parallel Pumps



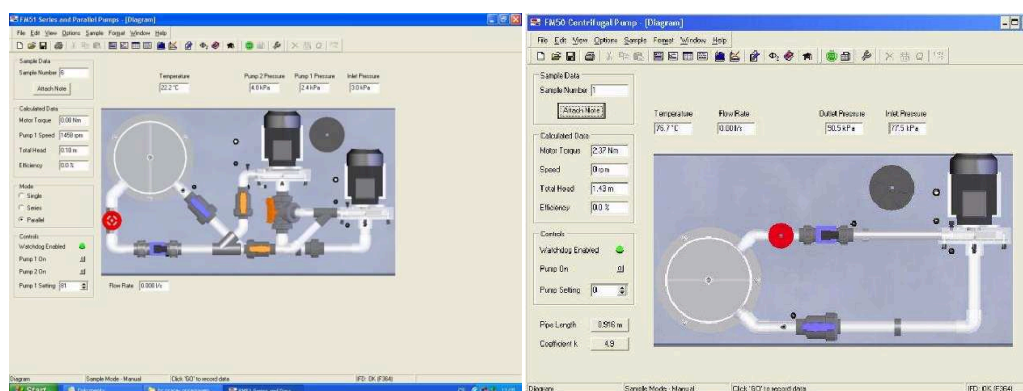
Obr.3. 2 Armfield FM50 Centrifugal Pumps

Na zařízení FM51 bylo provedeno měření paralelní a sériové spolupráce čerpadel při otáčkách 1440 min^{-1} , tyto otáčky musí být nastaveny z důvodu regulace pouze jednoho čerpadla (4). Druhé čerpadlo, které nelze regulovat dává právě při těchto otáčkách stejný průtok. Pro ověření teoretických předpokladů bylo změřeno i samostatné čerpadlo nastavené na stejné otáčky. Na zařízení FM50 bylo změřeno jedno čerpadlo pro různé nastavení otáček čerpadla a změřeno čerpadlo při škrcení na sání. Měřené veličiny jsou měřeny pomocí snímačů umístěných v obvodu a vyhodnocovány pomocí softwaru dodaného se zařízením nainstalovaném na vhodném PC a rozhraní Armfield (IFD7) které nám zajišťuje komunikaci s PC a snímání potřebných hodnot z čidel. Pomocí dodaného

softwaru a rozhraní dochází také k ovládání zařízení a nastavení měření. Pomocí softwaru můžeme také zaznamenané hodnoty vyexportovat například do aplikace MS Excel, kde s nimi můžeme dále pracovat.



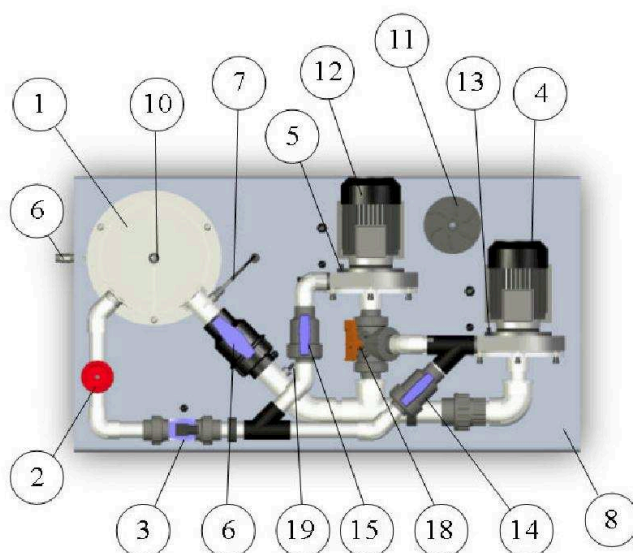
Obr. 3. 3 Rozhraní Armfield IFD7



Obr. 3. 4 ukázka pracovního softwaru [4]

Popis měřicího zařízení FM51:

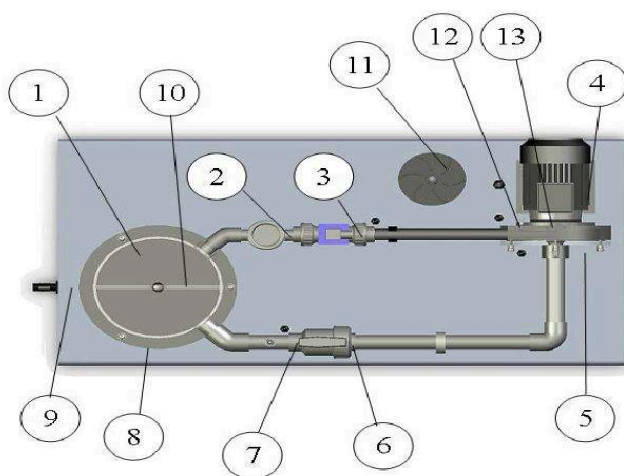
Při popisu zařízení se budeme odkazovat na Obr. 3.4 kde je znázorněno schéma měřicího zařízení s jednotlivými odkazy na důležité a základní prvky systému. Zkušební obvod se skládá z nádrže (1), na kterou je napojeno sací a výtlačné vedení. Dalším prvkem systému je šoupátkový ventil (2), kterým řídíme celkový průtok obvodem, ovládáme jej ručně. Na výtlačném vedení je umístěn snímač průtoku (3). Dalším prvkem jsou hydrodynamická odstředivá čerpadla označená čísla (4) a (13). Na obvodu jsou umístěny celkem 3 kulové ventily označeny čísly (6) umístěn na sacím vedení, (15), (14) umístěné na výtlačku za čerpadly pro řízení průtoku obvodem k čemuž složí i 3 cestný ventil označen číslem (18). Systém je dále doplněn trojicí snímačů tlaku (5), (13), (19) a teplotním snímačem (7). Všechny tyto komponenty jsou upevněny na podkladové desce (8).



Obr. 3. 5 Schéma obvodu s označením prvků [4]

Popis měřicího zařízení FM50

Při popisu se budeme odkazovat na Obr. 3.5. kde je znázorněno schéma obvodu s odkazy na důležité prvky systém. Zkušební obvod se skládá z nádrže (1), na kterou je napojeno sací a výtlačné vedení. Další částí obvodu je šoupátkový ventil (2), kterým řídíme celkový průtok obvodem, ovládáme jej ručně. Na výtlačném vedení je umístěn snímač průtoku (3). V obvodu je dále umístěno hydrodynamické čerpadlo (4) a dva tlakové snímače (5), (13). Na sací vedení je umístěn kulový ventil (6) pro možnost škrcení na sání a snímač teploty (7). Pro vypuštění kapaliny z měřicího zařízení slouží vypouštěcí ventily (9) a (12). Všechny tyto komponenty jsou upevněny na podkladové desce (8).



Obr.3. 6 Schéma obvodu s označením prvků [4]

3.1. Postup měření

Měření charakteristiky jednoho čerpadla:

K měření bylo použito zařízení FM50. V postupu bude odkazováno na Obr. 3.5

1. Zapneme PC a spustíme pracovní program dodaný se zařízením a rozhraní IDF7.
2. Otevřeme kulový ventil (6) a šoupátkový ventil (2) na plný průtok
3. V pracovním softwaru nastavíme čerpadlo pro měřené otáčky a zapneme jej.
4. Postupným uzavíráním ventilu (2) změníme průtok procházející obvodem a zaznamenáme pomocí programu potřebné měřené hodnoty. Měření provedeme pro přiměřený počet hodnot nastavení ventilu (2).
5. Stejným postupem budeme postupovat při různých hodnotách nastavení otáček čerpadla.

Měření charakteristiky při sériové spolupráci:

K měření bylo použito zařízení FM51. V postupu bude odkazováno na Obr. 3.4

1. Zapneme PC a spustíme pracovní program dodaný se zařízením a rozhraní IDF7.
2. Nastavíme měřící zařízení pomocí kulových ventilů (15), (14) a 3 cestného ventilu (18) tak aby čerpadla (4), (14) byly řazeny sériově.
3. Otevřeme kulový ventil (6) a šoupátkový ventil (2) na plný průtok
4. Program v PC nastavíme na měření pro sériové zapojení a čerpadlu přiřadíme otáčky 1440 min^{-1}
5. Postupným uzavíráním ventilu (2) změníme průtok procházející obvodem a zaznamenáme pomocí programu potřebné měřené hodnoty. Měření provedeme pro přiměřený počet hodnot nastavení ventilu (2).

Měření charakteristiky při paralelní spolupráci:

K měření bylo použito zařízení FM51. V postupu bude odkazováno na Obr. 3.4

1. Zapneme PC a spustíme pracovní program dodaný se zařízením a rozhraní IDF7.
2. Nastavíme měřící zařízení pomocí kulových ventilů (15), (14) a 3 cestného ventilu (18) tak aby čerpadla (4), (14) byly řazeny paralelně.
3. Otevřeme kulový ventil (6) a šoupátkový ventil (2) na plný průtok
4. Program v PC nastavíme na měření pro paralelní zapojení a čerpadlu přiřadíme otáčky 1440 min^{-1}

5. Postupným uzavíráním ventilu (2) změníme průtok procházející obvodem a zaznamenáme pomocí programu potřebné měřené hodnoty. Měření provedeme pro přiměřený počet hodnot nastavení ventilu (2).

Měření charakteristiky jednoho čerpadla na standu FM51 :

K měření bylo použito zařízení FM51. V postupu bude odkazováno na Obr. 3.4

1. Zapneme PC a spustíme pracovní program dodaný se zařízením a rozhraní IDF7.
2. Nastavíme měřící zařízení pomocí kulových ventilů (15), (14) a 3 cestného ventilu (18) tak aby průtok procházel pouze čerpadlem (4)
3. Otevřeme kulový ventil (6) a šoupátkový ventil (2) na plný průtok
4. Program v PC nastavíme na měření pro jedno čerpadlo, kterému přiřadíme otáčky 1440 min^{-1}
5. Postupným uzavíráním ventilu (2) změníme průtok procházející obvodem a zaznamenáme pomocí programu potřebné měřené hodnoty. Měření provedeme pro přiměřený počet hodnot nastavení ventilu (2).

Měření charakteristiky potrubí na standu FM51:

K měření bylo použito zařízení FM51. V postupu bude odkazováno na Obr. 3.4

1. Otevřeme kulový ventil (6) na plný průtok a šoupátkový ventil (2) přibližně na 2/3 průtoku tak aby tvořil významný odpor vůči průtoku.
2. Nastavíme kulové ventily (15), (14) a 3 cestný ventil tak aby průtok procházel pouze čerpadlem (4)
3. Nastavíme čerpadlo na plné otáčky a zaznamenáme měřené hodnoty. Snížíme otáčky čerpadla přibližně o 10% a zaznamenáme hodnoty. Takto postupujeme až do nulových otáček čerpadla.

Měření charakteristiky potrubí na standu FM50:

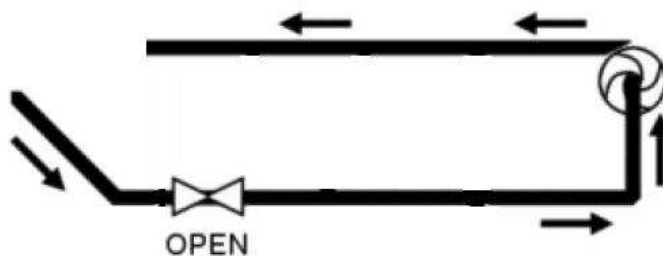
K měření bylo použito zařízení FM50. V postupu bude odkazováno na Obr. 3.5

1. Otevřeme kulový ventil (6) na plný průtok a šoupátkový ventil (2) přibližně na 2/3 průtoku tak aby tvořil významný odpor vůči průtoku.
2. Nastavíme čerpadlo na plné otáčky a zaznamenáme měřené hodnoty. Snížíme otáčky čerpadla přibližně o 10% a zaznamenáme hodnoty. Takto postupujeme až do nulových otáček čerpadla.

4. MĚŘENÍ NA MODELU ČERPACÍHO SYSTÉMU

4.1. Měření jednoho čerpadla pro různé otáčky

V tomto měření bylo použito měřicí zařízení FM50. Měřicí zařízení nastavíme podle postupu uvedeného v kapitole 3. 1. a schematického znázornění uvedeného na obr. 4.1. Měření bylo provedeno pro otáčky čerpadla 1500, 1200, 900 min^{-1} . Výsledkem měření bude vykreslení charakteristiky čerpadla, určení provozního bodu systému a ověření afinních vztahu, změna sací výšky při škrcení na sání.



Obr. 4. 1 Zapojení obvodu pro samostatné čerpadlo

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n=900 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
900	0,43	1,48	24,8	6,2	9,49
900	0,40	1,58	25,8	6,2	9,96
900	0,38	1,68	27,5	6,3	10,01
900	0,36	1,69	26,1	5,9	10,01
900	0,33	1,83	28,5	5,9	10,04
900	0,30	1,87	28	5,6	10,07
900	0,28	2,01	29,9	5,5	10,11
900	0,23	2,13	34,4	4,7	10,15
900	0,16	2,25	20,9	3,5	10,20
900	0,11	2,24	24,4	2,3	10,21
900	0,07	2,32	12,2	1,5	10,24
900	0,04	2,31	12,1	0,9	10,23
900	0	2,39	0	0	10,25

Tab.4. 1 Naměřené hodnoty pro otáčky 900 min^{-1}

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n=1200 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1200	0,57	2,60	23,4	14,5	9,70
1200	0,56	2,54	20,3	13,9	9,72
1200	0,53	2,62	22,4	13,6	9,73
1200	0,52	2,75	21,5	13,9	9,77
1200	0,49	2,94	25,3	14,2	9,82
1200	0,44	3,25	21,4	13,9	9,89
1200	0,38	3,48	23,3	13,1	9,96
1200	0,33	3,69	26,8	12	10,03
1200	0,24	3,94	18	9,2	10,14
1200	0,15	4,11	14,9	5,9	10,21
1200	0,07	4,21	6,7	2,7	10,24
1200	0,04	4,21	4,1	1,6	10,23
1200	0	4,31	0	0	10,25

Tab.4. 2 Naměřené hodnoty pro otáčky 1200 min^{-1}

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n=1500 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1500	0,72	3,70	24,3	26,0	9,39
1500	0,70	3,88	22,8	26,7	9,38
1500	0,68	4,04	24,3	26,8	9,49
1500	0,65	4,13	26,4	26,3	9,52
1500	0,63	4,59	25,7	28,1	9,61
1500	0,60	4,68	24,7	27,4	9,64
1500	0,54	4,93	27,2	26,2	9,71
1500	0,49	5,33	25,5	25,6	9,84
1500	0,38	5,74	23,7	21,6	9,99
1500	0,24	6,17	18,6	14,4	10,10
1500	0,11	6,44	9	6,6	10,21
1500	0	6,76	0	0	10,25

Tab.4. 3 Naměřené hodnoty pro otáčky 1500 min^{-1}

Přepočet charakteristiky čerpadla pomocí afinních vztahů:

V této části ověříme platnost afinních vztahů, pomocí kterých můžeme odvodit průběh nové charakteristiky na základě zákonů fyzikální podobnosti. Známe-li původní otáčky a otáčky nově nastavené můžeme pro přepočet parametrů odvodit afinní vztahy:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{Y}{Y_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad \frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3; \quad \frac{\Delta y_{\text{dov}}}{\Delta y_{\text{dov1}}} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \quad (4.1)$$

Kde parametry s indexem 1 jsou původní hodnoty.

V mém případě budu přepočítávat parametry změřené charakteristiky čerpadla pro otáčky 1200 min⁻¹ na parametry pro otáčky 1500 min⁻¹ a 900 min⁻¹

Tabulka přepočtených hodnot:

n = 1200 min ⁻¹		n = 1500 min ⁻¹		n = 900 min ⁻¹	
Q [l*s ⁻¹]	H[m]	Q [l*s ⁻¹]	H[m]	Q [l*s ⁻¹]	H[m]
0,570	2,599	0,713	4,061	0,428	1,462
0,559	2,537	0,698	3,963	0,419	1,427
0,531	2,617	0,664	4,088	0,398	1,472
0,518	2,752	0,647	4,3	0,388	1,548
0,492	2,941	0,615	4,595	0,369	1,654
0,438	3,245	0,547	5,071	0,328	1,825
0,385	3,482	0,481	5,441	0,289	1,959
0,332	3,689	0,415	5,763	0,249	2,075
0,238	3,973	0,298	6,152	0,179	2,215
0,146	4,107	0,183	6,417	0,110	2,310
0,066	4,210	0,083	6,578	0,050	2,368
0,039	4,213	0,049	6,583	0,029	2,370
0	4,308	0	6,713	0	2,423

Tab.4. 4 Tabulka přepočtených parametru pomocí afinních vztahů

Ukázka výpočtů pro první řádek pro otáčky n = 1500min⁻¹:

Přepočet průtoku:

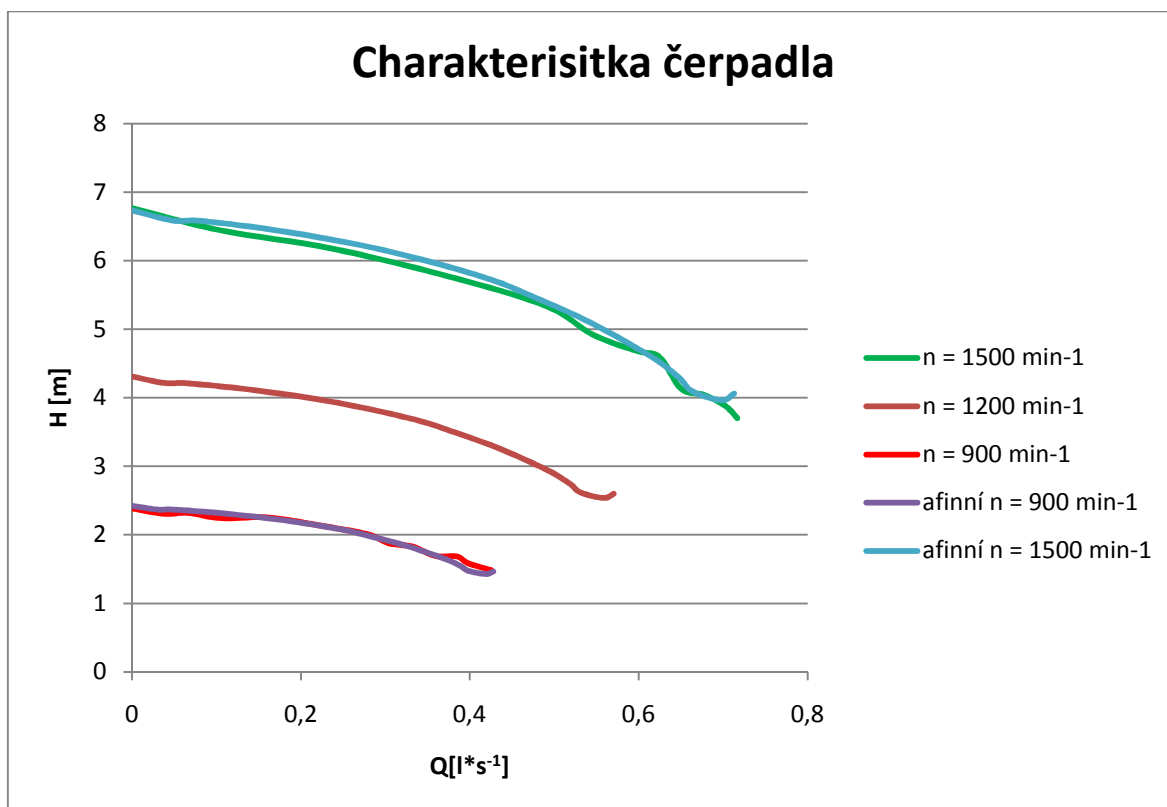
$$Q_1 = \frac{n_1}{n} * Q$$

$$Q_1 = \frac{1500}{1200} * 0,570 = 0,713 \text{ l} * \text{s}^{-1}$$

Přepočet dopravní výšky:

$$H_1 = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 * H$$

$$H_1 = \left(\frac{1500}{1200}\right)^2 * 2,599 = 4,061 \text{ m}$$



Obr. 4. 2 Charakteristika čerpadla při různých otáčkách, porovnání měření s přepočtem afinními vztahy

Určení pracovního bodu systému:

Pracovní bod systému je průsečík charakteristiky čerpadla a potrubí, proto musíme definovat charakteristiku potrubí. Při jejím sestavování budeme postupovat podle postupu uvedeného v kapitole 3.1. Při výpočtu pracovního bodu systému budeme vycházet z předpokladu že:

$$H_{\text{č}} = H_p$$

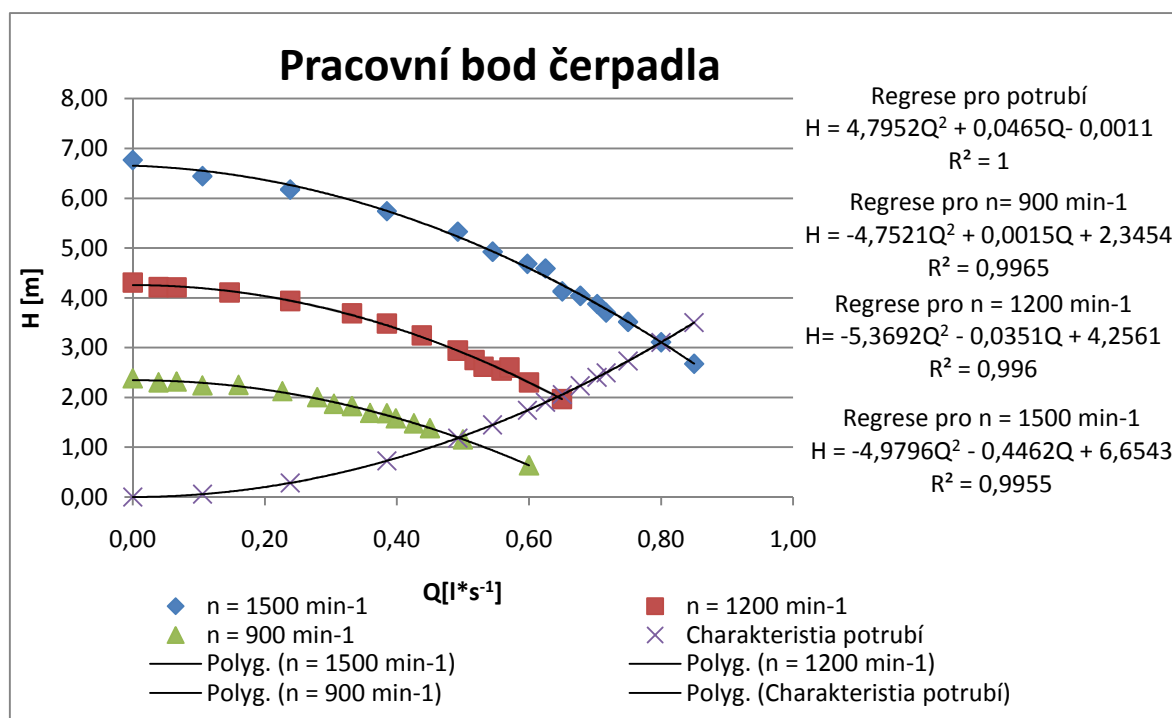
4.2

Výpočet spočívá v nalezení průsečíku dvou kvadratických rovnic, výpočet může být proveden ručně, popřípadě pomocí jiných matematických programů. V našem případě použijeme aplikaci MS Excel a funkce řešitel

Tabulka naměřených hodnot pro charakteristiku potrubí:

Průtok $Q[l \cdot s^{-1}]$	Celková výška $H_t [m]$
0,72	2,50
0,70	2,40
0,68	2,23
0,65	2,06
0,63	1,90
0,60	1,74
0,54	1,45
0,49	1,18
0,38	0,73
0,24	0,28
0,11	0,06
0	0

Tab.4. 5 Naměřené hodnoty pro charakteristiku potrubí



Obr.4. 3 Pracovní bod čerpadla

Pomocí MS Excel jsem spočetl parametry průtoku a dopravní výšky v pracovním bodu pro otáčky čerpadla $n = 900, 1200, 1500 \text{ min}^{-1}$. Výsledky jsou zapsány v následující tabulce:

Parametry pracovního bodu pro otáčky čerpadla					
$n= 900 \text{ [min}^{-1}\text{]}$		$n= 1200\text{[min}^{-1}\text{]}$		$n= 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$	
$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t \text{ [m]}$	$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t \text{ [m]}$	$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t \text{ [m]}$
0,493	1,189	0,643	2,012	0,800	3,108

Tab.4. 6 Tabulka vypočtených parametrů pracovního bodu

Výpočet výkonu čerpacího systému:

Výkon čerpacího systému vypočteme z parametrů pracovního bodu uvedených v Tab. 4.6.

Hydraulický výkon je definován pomocí rovnice (1.4):

$$P_h = \rho * Q * Y[W]$$

Vypočtený výkon čerpacího systému pro otáčky čerpadla		
$n= 900 \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$n= 1200\text{[min}^{-1}\text{]}$	$n= 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
$P_h \text{ [W]}$	$P_h \text{ [W]}$	$P_h \text{ [W]}$
5,74	12,66	24,33

Tab.4. 7 tabulka vypočtených výkonů pracovního systému

Ukázka výpočtů pro první řádek pro otáčky $n = 1500\text{min}^{-1}$:

$$P_h = \rho * Q * Y$$

$$P_h = 997 * 0,0008 * 3,108 * 9,81 = 24,33 \text{ W}$$

Měření čerpadla při škrcení na sání

Měření bylo provedeno na zařízení FM50. Čerpadlo bylo změřeno pro otáčky 900 min^{-1} , 1200 min^{-1} a 1500 min^{-1} . Výsledkem měření bude grafická závislost průtoku na sací výšce a její změna při nastavení čerpadla pro různé otáčky. Do grafu bude vynesena také sací výška bez škrcení na sání. Při měření došlo také na simulaci vzniku kavitace, která se projevuje zvýšením hlučnosti a snížení životnosti čerpadla.

Tabulka naměřených hodnot při škrcení na sání a otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$
900	0,40	9,75	17,3	5,6
900	0,37	9,46	18,2	5,9
900	0,32	9,02	18,6	6,1
900	0,27	8,71	16,9	5,2
900	0,23	8,42	17,1	5
900	0,17	8,24	13,5	3,7
900	0,11	8,02	9,4	2,4
900	0,01	7,83	1,4	0,3
900	0	7,80	0	0

Tab.4. 8 Naměřené hodnoty při škrcení na sání a otáčky 900 min^{-1}

Tabulka naměřených hodnot při škrcení na sání a otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

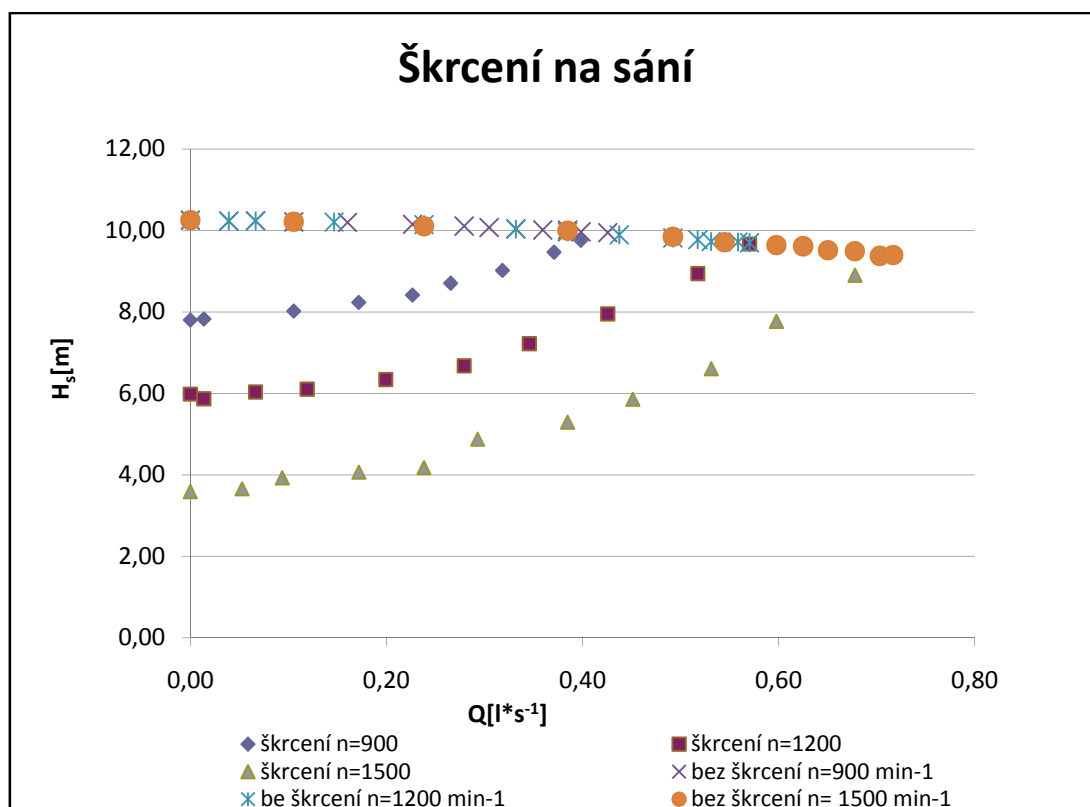
Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$
1200	0,57	9,67	20	13,8
1200	0,52	8,94	22,2	14,9
1200	0,43	7,95	21,3	13,9
1200	0,35	7,22	22,4	13
1200	0,28	6,68	23	11,2
1200	0,20	6,34	18,5	8,3
1200	0,12	6,11	10,1	5,1
1200	0,07	6,03	6,4	2,8
1200	0,01	5,87	1,5	0,6
1200	0	5,98	0	0

Tab.4. 9 Naměřené hodnoty při škrcení na sání a otáčky 1200 min^{-1}

Tabulka naměřených hodnot při škrcení na sání a otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$
1500	0,70	9,39	21,7	25,6
1500	0,68	8,90	23,6	26
1500	0,60	7,76	26,5	27,4
1500	0,53	6,61	27,7	27,6
1500	0,45	5,86	27,4	24,4
1500	0,38	5,30	24,5	21,9
1500	0,29	4,88	21,7	17,1
1500	0,24	4,18	21	15,2
1500	0,17	4,07	14,8	10,9
1500	0,09	3,93	9,7	5,9
1500	0,05	3,66	5,2	3,4
1500	0	3,59	0	0

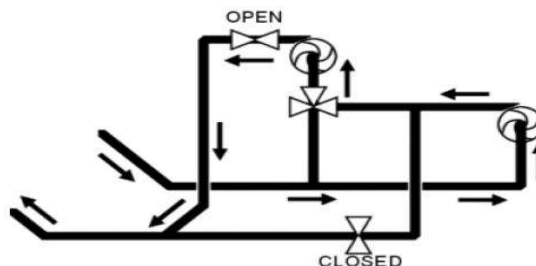
Tab.4. 10 Naměřené hodnoty při škrcení na sání a otáčky 1500 min^{-1}



Obr. 4. 4 Výsledný graf sací výšky na průtoku při škrcení na sání, porovnání s provozem bez škrcení

4.2. Sériové zapojení čerpadel

V tomto měření bylo použito měřící zařízení FM51. Při měření budeme postupovat podle postupu uvedeného v kapitole 3.1. a nastavení ventilu provedeme podle schematického znázornění na obr. 4.5. Výsledkem měření bude charakteristika čerpadel při sériovém zapojení, porovnání teoretické charakteristiky s naměřenou a určení pracovního bodu systému. Měření bylo provedeno pro nastavení otáček čerpadla na otáčky 1440 min^{-1} .



Obr.4. 5 Zapojení obvodu pro sériovou spolupráci [4]

Tabulka naměřených hodnot pro sériové zapojení čerpadel a otáčky $n=1440 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$	Celková účinnost $\eta [\%]$
1440	0,717	4,89	34,2	13,5
1440	0,697	5,87	40	13,4
1440	0,623	7,45	45,3	13,6
1440	0,547	7,94	42,4	11,4
1440	0,490	8,89	42,6	10,6
1440	0,357	10,17	35,5	9,7
1440	0,283	10,65	29,5	7,7
1440	0,227	10,98	24,3	6,7
1440	0,150	11,24	16,5	4,4
1440	0,076	11,68	8,7	2,3
1440	0,000	11,80	0	0

Tab.4. 11 Naměřené hodnoty při sériové spolupráci

Výpočet teoretické charakteristiky při sériovém zapojení čerpadel:

Pro výpočet teoretické charakteristiky sériového zapojení čerpadel potřebuji znát charakteristiku pouze jednoho čerpadla při otáčkách $n = 1440 \text{ min}^{-1}$ toto čerpadlo změříme podle postupu uvedeného v kapitole 3.1. na zařízení FM51.

Tabulka naměřených hodnot pro jedno čerpadlo a otáčky $n=1440 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Celková účinnost $\eta [\%]$	Hydraulický výkon $P_h [\text{W}]$
1440	0,660	3,62	13,8	23,4
1440	0,604	3,89	12,2	23,0
1440	0,510	4,37	11,2	21,8
1440	0,471	4,48	10,7	20,6
1440	0,414	4,61	9,5	18,7
1440	0,357	4,73	9	16,5
1440	0,301	4,87	7,9	14,3
1440	0,246	5,06	6,5	12,2
1440	0,189	5,15	5,2	9,5
1440	0,133	5,19	3,6	6,7
1440	0,076	5,34	2,1	4,0
1440	0,000	5,45	0	0

Tab.4. 12 Naměřené hodnoty pro jedno čerpadlo

Tabulka teoretických hodnot pro sériovou spolupráci čerpadel

Jedno čerpadlo		Sériové zapojení	
$Q [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	$H_t [\text{m}]$	$Q_{vt} [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	$H_t [\text{m}]$
0,660	3,62	0,660	7,24
0,604	3,89	0,604	7,78
0,510	4,37	0,510	8,74
0,471	4,48	0,471	8,96
0,414	4,61	0,414	9,22
0,357	4,73	0,357	9,46
0,301	4,87	0,301	9,74
0,246	5,06	0,246	10,12
0,189	5,15	0,189	10,3
0,133	5,19	0,133	10,38
0,076	5,34	0,076	10,68
0,000	5,45	0,000	10,9

Tab.4. 13 Tabulka teoretických hodnot sériového zapojení

Ukázka výpočtů pro první řádek:

Předpokladem je dvojnásobná dopravní výška při zachování průtoku.

Výpočet průtoku:

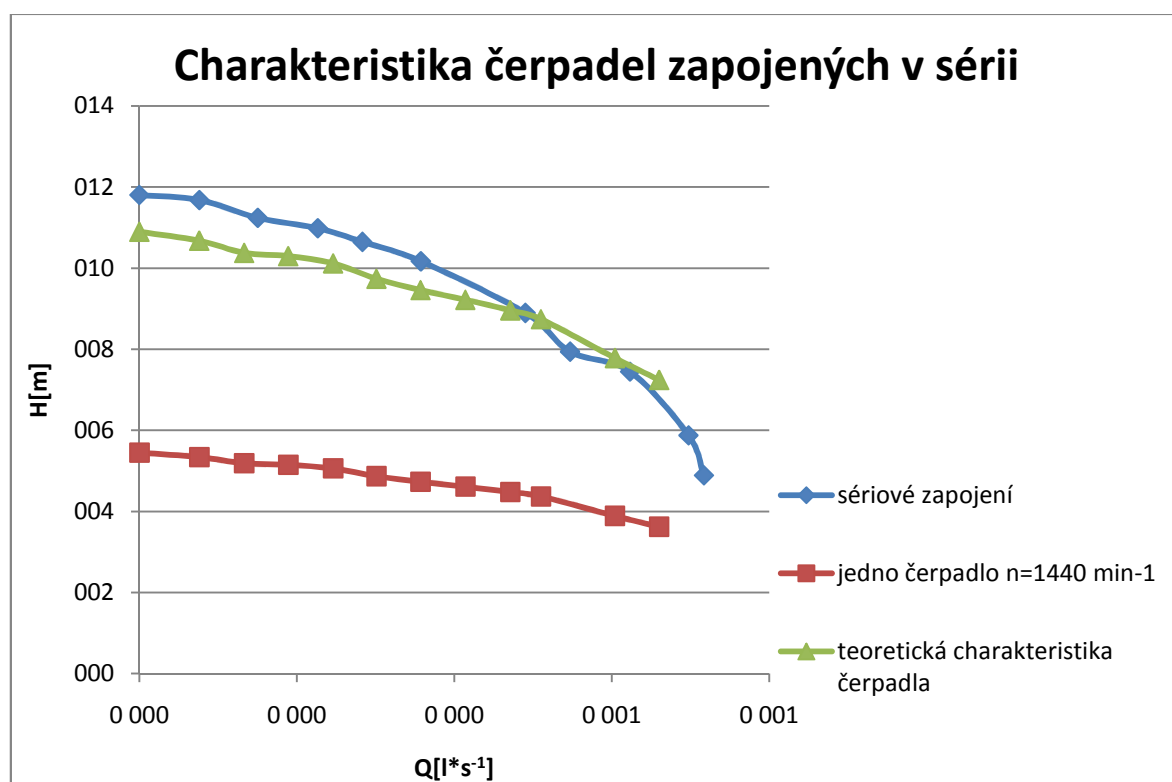
$$Q_{vt} = Q$$

$$Q_{vt} = 0,660 \text{ l}^3 * \text{s}^{-1}$$

Výpočet dopravní výšky:

$$H_{ts} = 2 * H_t$$

$$H_{st} = 2 * 3,62 = 7,24 \text{ m}$$



Obr.4. 6 Charakteristika čerpadel zapojených v sérii, porovnání teoretických hodnot s naměřenými

Pracovní bod systému:

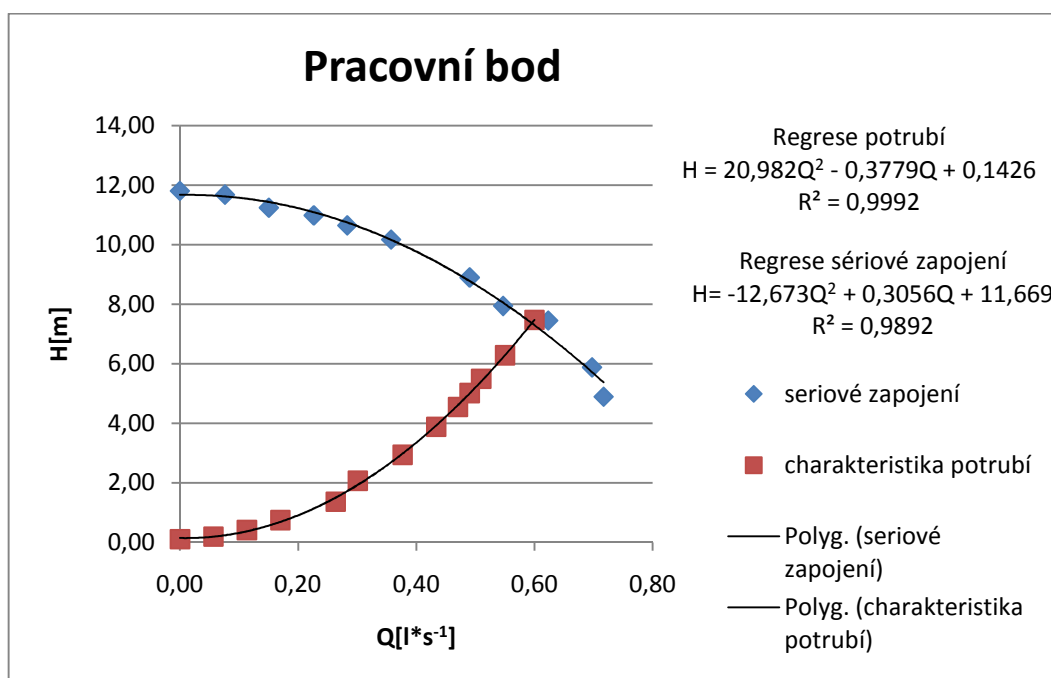
Pro určení pracovního bodu musíme mít zaměřenou charakteristiku potrubí. Jelikož měřicí zařízení neumožňuje změřit přesně charakteristiku potrubí při sériové spolupráci čerpadel, z důvodu regulace pouze jednoho čerpadla využijeme charakteristiku potrubí pro jedno čerpadlo změřenou na zařízení FM51 podle postupu uvedeném v kapitole 3.1. s předpokladem malých odchylek od charakteristiky potrubí při sériové

spolupráci čerpadel. Pro zjištění pracovního bodu systému, využijeme rovnice (4.2). K řešení využijeme znovu aplikaci MS Excel a funkce řešitel.

Tabulka naměřených hodnot pro charakteristiku potrubí:

Průtok $Q[l \cdot s^{-1}]$	Celková výška $H_t [m]$
0,6	7,47
0,55	6,28
0,510	5,49
0,490	5,01
0,471	4,54
0,434	3,88
0,377	2,94
0,301	2,06
0,264	1,36
0,170	0,74
0,113	0,41
0,057	0,19
0	0,11

Tab.4. 14 Naměřené hodnoty pro charakteristiku potrubí



Obr.4. 7 Pracovní bod sériově zapojených čerpadel

Pomocí aplikace MS Excel jsem pomocí řešitele dopočítal parametry pracovního bodu systému:

Parametry pracovního bodu	
$Q [l \cdot s^{-1}]$	$H_t [m]$
0,575	7,300

Tab.4. 15 Vypočtené parametry pracovního bodu

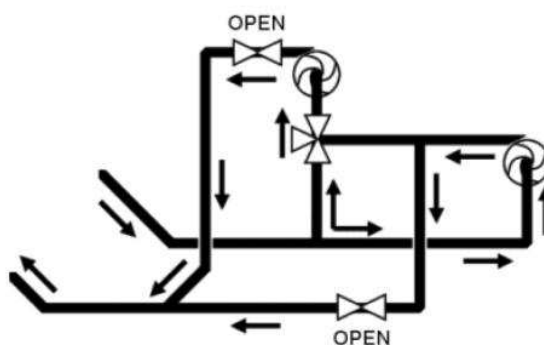
Výkon čerpacího systému vypočteme z parametrů uvedených v tabulce Tab.4.15. a rovnice (1.4).

Vypočtený výkon čerpacího systému
$P_h [W]$
41,05

Tab.4. 16 Vypočtený výkon systému v pracovním bodě

4.3. Paralelní zapojení čerpadel

V tomto měření bylo použito měřicí zařízení FM51. Při měření budeme postupovat podle postupu uvedeného v kapitole 3. 1. a nastavení ventilu provedeme podle schematického znázornění na obr. 4.8. Výsledkem měření bude charakteristika čerpadel při sériovém zapojení, porovnání teoretické charakteristiky s naměřenou a určení pracovního bodu systému. Měření bylo provedeno pro nastavení otáček čerpadla na otáčky 1440 min^{-1} .



Obr. 4. 8 Schéma zapojení při paralelní spolupráci [4]

Tabulka naměřených hodnot pro paralelní spolupráci čerpadel

Otáčky n [min^{-1}]	Průtok Q [$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$]	Celková výška H_t [m]	Hydraulický výkon P_h [W]	Celková účinnost η [%]
1440	1,018	4,70	46,8	12,8
1440	0,887	4,93	42,7	11,7
1440	0,811	5,11	40,5	11,1
1440	0,717	5,14	36	9,7
1440	0,584	5,35	30,5	8,6
1440	0,490	5,48	26,3	7
1440	0,414	5,54	22,4	6
1440	0,301	5,64	16,6	4,7
1440	0,207	5,91	12	3,3
1440	0,094	6,11	5,6	1,6
1440	0	6,35	0	0

Tab.4. 17 naměřené hodnoty pro paralelní zapojení čerpadel

Výpočet teoretické charakteristiky při sériovém zapojení čerpadel:

Pro výpočet teoretické charakteristiky paralelního zapojení potřebuji znát charakteristiku jednoho čerpadla při otáčkách $n = 1440 \text{ min}^{-1}$. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4.12.

Jedno čerpadlo		Sériové zapojení	
Q [$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$]	H_t [m]	Q_{vt} [$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$]	H_t [m]
0,660	3,62	1,32	3,62
0,604	3,89	1,207	3,89
0,510	4,37	1,020	4,37
0,471	4,48	0,941	4,48
0,414	4,61	0,828	4,61
0,357	4,73	0,715	4,73
0,301	4,87	0,602	4,87
0,246	5,06	0,492	5,06
0,189	5,15	0,370	5,15
0,076	5,34	0,152	5,34
0,000	5,45	0	5,45

Tab.4. 18 Tabulka teoretických hodnot paralelní zapojení

Ukázka výpočtů pro první řádek:

Předpokladem je dvojnásobný průtok při zachování dopravní výšky.

Výpočet průtoku:

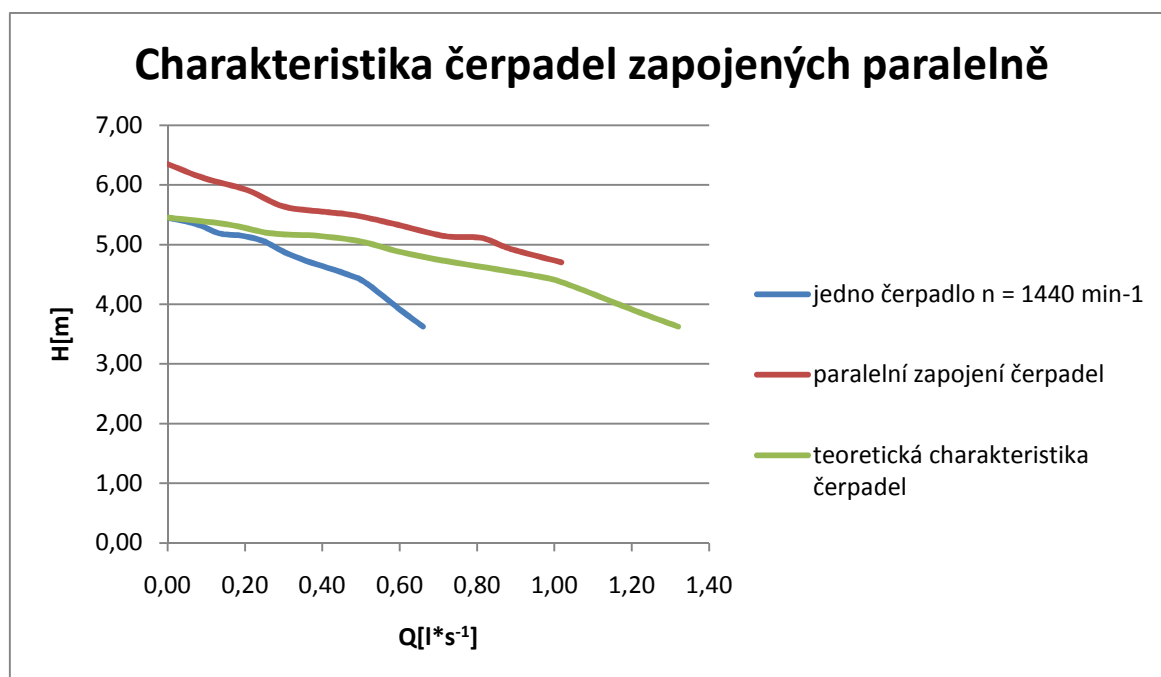
$$Q_{vt} = Q \cdot 2$$

$$Q_{vt} = 0,660 \cdot 2 = 1,32 \text{ l}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet dopravní výšky:

$$H_{ts} = H_t$$

$$H_{st} = 3,62 \text{ m}$$

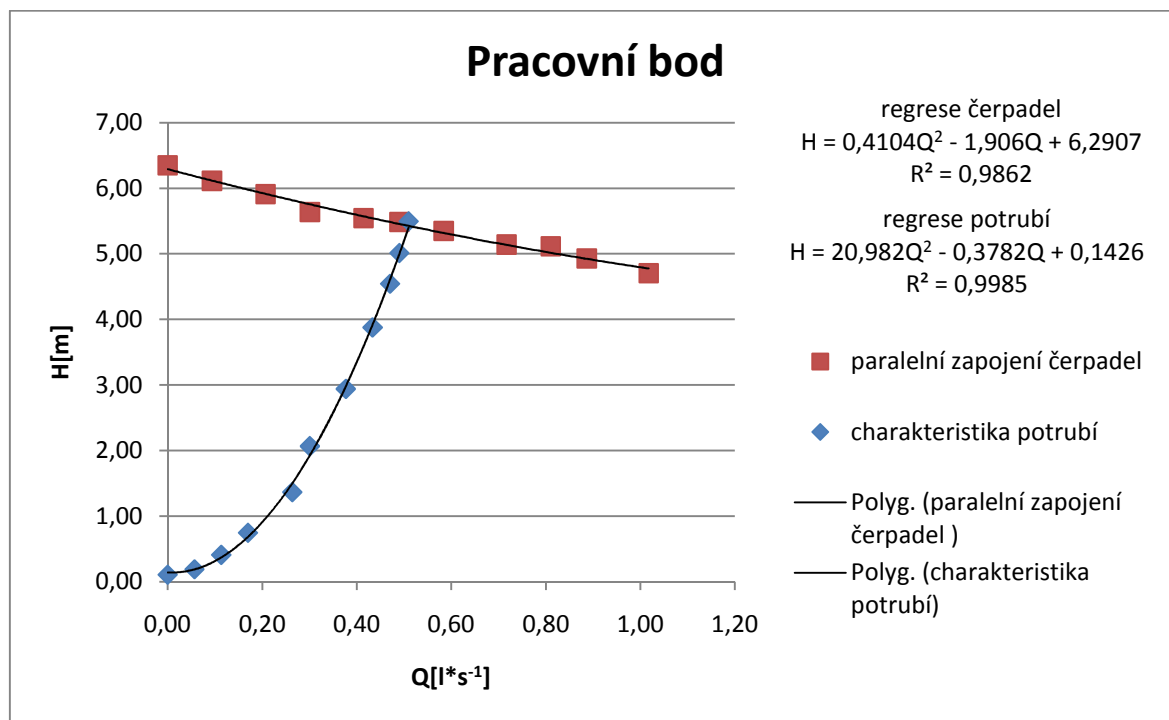


Obr.4. 9 Charakteristika čerpadel zapojených paralelně, porovnání teoretických hodnot s naměřenými

Pracovní bod systému:

Pro určení pracovního bodu musíme mít zaměřenou charakteristiku potrubí. Jelikož měřicí zařízení neumožňuje změřit přesně charakteristiku potrubí při paralelní spolupráci čerpadel, z důvodu regulace pouze jednoho čerpadla využijeme charakteristiku potrubí pro jedno čerpadlo změřenu na zařízení FM51 podle postupu uvedeném v kapitole 3.1. s předpokladem malých odchylek od charakteristiky potrubí při paralelní

spolupráci čerpadel. Pro zjištění pracovního bodu systému, využijeme rovnice (4.2). K řešení využijeme znovu aplikaci MS Excel a funkce řešitel. Tabulka naměřených hodnot pro charakteristiku potrubí je uvedena v Tab. 4.14.



Obr.4.10 Pracovní bod paralelně zapojených čerpadel

Pomocí aplikace MS Excel jsem pomocí řešitele dopočítal parametry pracovního bodu systému:

Parametry pracovního bodu	
$Q [l \cdot s^{-1}]$	$H_t [m]$
0,510	5,42

Tab.4. 19 Parametry pracovního bodu

Výkon čerpacího systému vypočteme z parametrů uvedených v tabulce Tab.4.19. a rovnice (1.4).

Vypočtený výkon čerpacího systému
$P_h [W]$
26,52

Tab.4. 20 Vypočtený výkon systému v pracovním bodě

5. ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo vyšetření provozních stavů čerpacího systému na laboratorních zařízeních Armfield FM51 a FM50. Na zařízení FM50 bylo provedeno měření jednoho čerpadla. Z naměřených hodnot byla sestrojena závislost dopravní výšky H_t na průtoku Q vyobrazena na obr.4.2. Tuto závislost jsem dále doplnil o teoretické charakteristiky zjištěné přepočtem pomocí afinních vztahů (Rovnice 4.1) z otáček $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ na otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$ a $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ čímž byla ověřena jejich platnost. Tento přepočet se využívá při regulaci průtoku čerpacím systémem pomocí změny otáček čerpadla, kdy není následně nutné přeměňovat čerpadlo pro zjištění změny H-Q charakteristiky. Změřil jsem také charakteristiku potrubí, kterou jsem potřeboval pro zjištění pracovního bodu systému obr. 4.3. Další část měření pro jedno čerpadlo je věnována změně sací výšky při škrcení na sání obr. 4.4. Pokud nedochází ke škrcení na sání, je sací výška identická i při změně otáček, pokud ovšem začneme škrtit, sací výška se mění v závislosti na nastavených otáčkách.

Na zařízení Armfield FM51 byla změřena sériová a paralelní spolupráce čerpadel. Z naměřených hodnot byly sestrojeny charakteristiky pro sériovou spolupráci obr. 4.6 a paralelní spolupráci obr. 4.9. Charakteristiku sériového i paralelního zapojení jsem srovnal s teoretickou charakteristikou, která byla vypočtena z charakteristiky jednoho čerpadla při stejných otáčkách. Odlišnost změřené charakteristiky od teoretické může být způsobena chybami nastavení v software. Od počátku měření na tomto standu se pracoviště potýká s problémy, které se až dosud nepodařilo odstranit. V manuálu, který byl dodán k měřicímu zařízení je napsáno, že pro 50Hz rozvodnou síť má čerpadlo č.1 při 80% dávat stejné parametry jako čerpadlo č.2, které nemá otáčkovou regulaci. Z výsledků měření je však zřejmé, že čerpadlo 1 a 2 za těchto podmínek identická nejsou.

Další otázkou je, že software zobrazuje pro čerpadlo 1 při 100% otáčky rotoru 1800 ot/min, což odpovídá spíše 60Hz rozvodné síti. Na standu FM50 pro měření charakteristiky čerpadla, kde je identická pumpa jsou otáčky při 100% 1500 ot/min což už odpovídá 50Hz v naší rozvodné síti.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BLÁHA, Jaroslav; BRADA, Karel. *Příručka čerpací techniky*. 1.vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
- [2] DRÁBKOVÁ, Sylva, a kolektiv. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2011-04-25]. Dostupný z WWW: <http://vyuka.fs.vsb.cz/course/view.php?id=65>
- [3] BLEJCHAŘ Tomáš; DRÁBKOVÁ Sylva. Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení [online]. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010 [cit. 2011-04-30]. Dostupný z WWW: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>
- [4] ARMFIELD Inc. *Series and Parallel Pumps Demonstaration unit, Instruction Manual*. Hampshire England 2010.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. 1	obecné schéma čerpacího systému	3
Obr. 1. 2	charakteristika čerpadla, potrubí	6
Obr. 1. 3	typické charakteristiky potrubí [1]	8
Obr. 2. 1	kinematické poměry na oběžném kole, rychlostní trojúhelník. [3]	9
Obr. 3. 1	Armfield FM51 Series and Parallel Pumps	11
Obr. 3. 2	Armfield FM50 Centrifgal Pumps	11
Obr. 3. 3	rozhraní Armfield IFD7	12
Obr. 3. 4	ukázka pracovního softwaru [4]	12
Obr. 3. 5	Schéma obvodu s označením prvků [4]	13
Obr. 3. 6	Schéma obvodu s označením prvků [4]	13
Obr. 4. 1	Zapojení obvodu pro samostatné čerpadlo	16
Obr. 4. 2	Charakteristika čerpadla při různých otáčkách, porovnání měření s přepočtem afinity vztahy	19
Obr. 4. 3	Pracovní bod čerpadla	20
Obr. 4. 4	Výsledný graf sací výšky na průtoku při škrcení na sání, porovnání s provozem bez škrcení	23
Obr. 4. 5	Zapojení obvodu pro sériovou spolupráci [4]	24
Obr. 4. 6	Charakteristika čerpadel zapojených v sérii, porovnání teoretických hodnot s naměřenými	26
Obr. 4. 7	Pracovní bod sériově zapojených čerpadel	27
Obr. 4. 8	Schéma zapojení při paralelní spolupráci [4]	28
Obr. 4. 9	Charakteristika čerpadel zapojených paralelně, porovnání teoretických hodnot s naměřenými	30
Obr. 4.10	Pracovní bod paralelně zapojených čerpadel	31

SEZNAM TABULEK

Tab.4. 1 Naměřené hodnoty pro otáčky 900min^{-1}	16
Tab.4. 2 Naměřené hodnoty pro otáčky 1200 min^{-1}	17
Tab.4. 3 Naměřené hodnoty pro otáčky 1500 min^{-1}	17
Tab.4. 4 Tabulka přepočtených parametru pomocí afinních vztahů.....	18
Tab.4. 5 Naměřené hodnoty pro charakteristiku potrubí	20
Tab.4. 6 Tabulka vypočtených parametrů pracovního bodu	21
Tab.4. 7 tabulka vypočtených výkonů pracovního systému	21
Tab.4. 8 Naměřené hodnoty při škrcení na sání a otáčky 900 min^{-1}	22
Tab.4. 9 Naměřené hodnoty při škrcení na sání a otáčky 1200 min^{-1}	22
Tab.4. 10 Naměřené hodnoty při škrcení na sání a otáčky 1500 min^{-1}	23
Tab.4. 11 Naměřené hodnoty při sériové spolupráci	24
Tab.4. 12 Naměřené hodnoty pro jedno čerpadlo	25
Tab.4. 13 Tabulka teoretických hodnot sériového zapojení	25
Tab.4. 14 Naměřené hodnoty pro charakteristiku potrubí	27
Tab.4. 15 Vypočtené parametry pracovního bodu.....	28
Tab.4. 16 Vypočtený výkon systému v pracovním bodě.....	28
Tab.4. 17 naměřené hodnoty pro paralelní zapojení čerpadel	29
Tab.4. 18 Tabulka teoretických hodnot paralelní zapojení.....	29
Tab.4. 19 Parametry pracovního bodu.....	31
Tab.4. 20 Vypočtený výkon systému v pracovním bodě.....	31

Dovoluji si tímto poděkovat doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za odborné vedení při vypracování této bakalářské práce, konzultace a podnětné připomínky, které mi byly poskytnuty v průběhu jejího vypracování.